

**IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE**

Applicant: Kazuhiro TAKATORI et al.

Title: SHIFT PRESSURE CONTROL FOR  
AUTOMATIC TRANSMISSION

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 02/10/2004

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

**CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY**

Commissioner for Patents  
PO Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2003-035898 filed 02/14/2003.

Respectfully submitted,

By \_\_\_\_\_

Pavan K. Agarwal  
Attorney for Applicant  
Registration No. 40,888

Date February 10, 2004

FOLEY & LARDNER  
Customer Number: 22428  
Telephone: (202) 945-6162  
Facsimile: (202) 672-5399

日本国特許庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日      2003年 2月14日  
Date of Application:

出願番号      特願2003-035898  
Application Number:

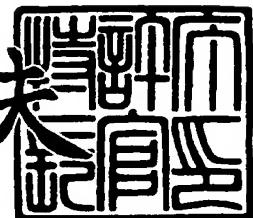
[ST. 10/C] : [JP2003-035898]

出願人      ジヤトコ株式会社  
Applicant(s):

2003年 9月 8日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今井康夫



【書類名】 特許願  
【整理番号】 20020125  
【提出日】 平成15年 2月14日  
【あて先】 特許庁長官 太田 信一郎 殿  
【国際特許分類】 F16H 59/14  
【発明の名称】 自動変速機の変速油圧制御装置  
【請求項の数】 3  
【発明者】  
【住所又は居所】 静岡県富士市今泉 700番地の1 ジヤトコ株式会社内  
【氏名】 高取 和宏  
【発明者】  
【住所又は居所】 静岡県富士市今泉 700番地の1 ジヤトコ株式会社内  
【氏名】 山脇 盛正  
【発明者】  
【住所又は居所】 静岡県富士市今泉 700番地の1 ジヤトコ株式会社内  
【氏名】 小泉 耕司  
【発明者】  
【住所又は居所】 静岡県富士市今泉 700番地の1 ジヤトコ株式会社内  
【氏名】 望月 伸晃  
【発明者】  
【住所又は居所】 静岡県富士市今泉 700番地の1 ジヤトコ株式会社内  
【氏名】 塚本 裕之  
【特許出願人】  
【識別番号】 000231350  
【氏名又は名称】 ジヤトコ株式会社  
【代理人】  
【識別番号】 100072051  
【弁理士】  
【氏名又は名称】 杉村 興作

## 【選任した代理人】

【識別番号】 100059258

## 【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 晓秀

## 【手数料の表示】

【予納台帳番号】 074997

【納付金額】 21,000円

## 【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0004917

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動変速機の変速油圧制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 変速用摩擦要素の締結により変速を進行させるための変速油圧を変速中、変速開始時の変速機入力トルクに応じた好適値に保持するようにした自動変速機において、

前記変速中にエンジン負荷の変化があるとき、該変化後のエンジン負荷に応じた好適な変速油圧値と、前記変速開始時のエンジン負荷に応じた好適な変速油圧値との間における差分だけ、変速開始時の変速機入力トルクに応じた好適な変速油圧値を補正して求めた変速油圧を前記変速用摩擦要素の締結に用いるよう構成したことを特徴とする自動変速機の変速油圧制御装置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載の変速油圧制御装置において、前記変化後のスロットル開度に応じた好適な変速油圧値や、前記変速開始時のエンジン負荷に応じた好適な変速油圧値を、自動変速機ごとの設計段階で異なる変速ショック対策上の好適値としたことを特徴とする自動変速機の変速油圧制御装置。

【請求項 3】 請求項 1 または 2 に記載の変速油圧制御装置において、前記変速油圧の補正を、エンジン負荷の設定量以上の変化がある時にのみ行うよう構成したことを特徴とする自動変速機の変速油圧制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、変速用摩擦要素の締結により変速を進行させるための変速油圧を、変速中において好適に制御するようにした自動変速機の変速油圧制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

自動変速機の変速油圧制御装置としては従来、例えば特許文献 1 に記載のごときものが知られている。

【0003】

**【特許文献1】**

特開平6-331017号公報

**【0004】**

自動変速機の変速動作は図5につき説明すると、変速指令時  $t_1$  においてクラッチやブレーキなど変速用摩擦要素の締結制御が開始され、変速用摩擦要素の締結制御が進行するにつれて瞬時  $t_2$  より、トルクコンバータのタービン回転数  $N_t$  (変速機入力回転数) と変速機出力回転数  $N_o$  との比で表される実効ギヤ比  $i$  ( $=N_t/N_o$ ) が変速前ギヤ比から変速後ギヤ比に向けて変化するよう変速 (イナーシャフェーズ) を進行され、この間エンジン回転数  $N_e$  (トルクコンバータ入力回転数) およびタービン回転数  $N_t$  (変速機入力回転数) を例えば図示のごとくに時系列変化させつつ、瞬時  $t_3$  において変速を終了する。

**【0005】**

かかる変速中におけるエンジン回転数  $N_e$  (トルクコンバータ入力回転数) およびタービン回転数  $N_t$  (トルクコンバータ出力回転数) の時系列変化により、トルクコンバータの速度比  $e$  ( $=N_t/N_e$ ) は図5に示すごとくに時系列変化する。

ここで上記の変速中、エンジン回転数  $N_e$  およびトルクコンバータの速度比  $e$  がそれぞれ、図5におけるA点の値から同図におけるB点の値に変化した場合についての動作を考察する。

**【0006】**

エンジントルク  $T_e$  はエンジン回転数  $N_e$  に対し図6に示すように変化する傾向にあり、エンジン回転数  $N_e$  が図5に示すようにA点の値からB点の値に変化した場合、エンジントルク  $T_e$  は図6に同じ符号で示すがA点の値からB点の値に変化する。

また、トルクコンバータのトルク比  $t$  (出力トルク/入力トルク) は、トルクコンバータの速度比  $e$  に応じて図7に示すように変化する傾向にあり、トルクコンバータの速度比  $e$  が図5に示すようにA点の値からB点の値に変化した場合、トルクコンバータのトルク比  $t$  は図7に同じ符号で示すがA点の値からB点の値に変化する。

**【0007】**

ところで、変速機入力トルク $T_i$ はエンジントルク $T_e$ とトルクコンバータのトルク比 $t$ とを乗算したものであり、変速中における変速機入力トルク $T_i$ は図5に破線 $\alpha_1$ で示すように時系列変化する。

かのように時系列変化する変速機入力トルク $T_i$  ( $\alpha_1$ ) をそのまま変速制御用入力トルク値 $T_{is}$ とし、これをもとに、前記した変速用摩擦要素の締結制御を司る変速油圧 $P_s$ を図5に破線 $\beta_1$ で示すごとくに定めたのでは、変速油圧 $P_s$ が過大になって変速中における変速機出力トルク $T_o$ の破線 $\gamma_1$ で示す経時変化（出力トルク波形）から明らかなように大きな変速ショックを生ずることが知られている。

#### 【0008】

前記特許文献1に記載の技術は、かかる変速油圧 $P_s$ の過大を防止するために、実効ギヤ比 $i$ をもとに判定した変速開始時 $t_2$ における変速機入力トルク $T_i$ の値を変速制御用入力トルク値 $T_{is}$ として、変速制御用入力トルク値 $T_{is}$ を変速中図5に実線 $\alpha_2$ で示すごとくこの時の値に保持し、かように保持した変速制御用入力トルク値 $T_{is}$  ( $\alpha_2$ ) をもとに、変速油圧 $P_s$ を図5に実線 $\beta_2$ で示すごとくに設定するものである。

かのように定めた変速油圧 $P_s$  ( $\beta_2$ ) は過大になることがなく、変速中における変速機出力トルク $T_o$ の実線 $\gamma_2$ で示す経時変化（出力トルク波形）から明らかなように、これを、従来の破線 $\gamma_1$ で示す出力トルク波形よりも滑らかなものとなし得て、変速ショックを小さくすることができる。

#### 【0009】

##### 【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記従来の変速油圧制御装置においては、図8に示すように変速中における瞬時 $t_2'$ にアクセルペダル操作でスロットル開度 $TV_0$ が変化した時、上記した変速制御用入力トルク値 $T_{is}$ の保持を中止して実際の変速機入力トルク $T_i$ を変速制御用入力トルク値 $T_{is}$ とするため、以下に説明するような問題を生ずる。

#### 【0010】

図8に示すように瞬時 $t_2'$ にスロットル開度 $TV_0$ をステップ的に増大させた場合について説明すると、エンジン回転数 $N_e$ およびタービン回転数 $N_t$ はそれぞれ

、実線で示す経時変化（図5におけると同じもの）から破線で示すような経時変化となり、トルクコンバータの速度比  $e$  および実効ギヤ比  $i$  は図示のごときものとなる。

一方で変速機入力トルク  $T_i$  は、スロットル開度  $TV_0$  の増大に伴うエンジントルクの増大、およびトルクコンバータ速度比  $e$  の変化に伴うトルクコンバータトルク比  $t$  の増大により、スロットル開度  $TV_0$  の増大がない場合における変速機入力トルク  $\alpha_1$ （図5の  $\alpha_1$  に対応する）よりも大きな  $\alpha_3$  で示すごとく如きものとなる。

### 【0011】

従来の変速油圧制御装置はこの時、図8のスロットル開度（ $TV_0$ ）増大瞬時  $t_2'$  に変速制御用入力トルク値  $T_{is}$  の保持を中止し、実線  $\alpha_4$  で示すように実際の変速機入力トルク  $T_i$ （ $\alpha_3$ ）を変速制御用入力トルク値  $T_{is}$  とする。

そして、かように設定し直した変速制御用入力トルク値  $T_{is}$ （ $\alpha_4$ ）をもとに、変速油圧  $P_s$  を図8に実線  $\beta_4$  で示すごとくに設定することになる。

このため、図8の瞬時  $t_2'$  におけるスロットル開度  $TV_0$  の増大で大きくなつた変速機入力トルクの増大量が、図8に  $\Delta T_{i1}$  で示すごとく（ $\alpha_3 - \alpha_1$ ）であるのに対し、変速制御用入力トルク値  $T_{is}$  の保持を中止した後における変速制御用入力トルク値  $T_{is}$  の増大量は、図8に  $\Delta T_{i2}$  で示すごとく  $\alpha_3 - \alpha_2$ （ $\alpha_2$  は図5の  $\alpha_2$  に対応する）のようなものとなる。

### 【0012】

従って、変速制御用入力トルク値  $T_{is}$  の保持を中止した後における変速油圧  $P_s$  の増大量が  $\beta_4 - \beta_2$ （ $\beta_2$  は図5の  $\beta_2$  に対応する）のような大きなものとなつて、瞬時  $t_2'$  におけるスロットル開度  $TV_0$  の増大に伴う変速機入力トルクの増大量  $\Delta T_{i1}$  に見合わず、変速油圧  $P_s$  の過大により変速機出力トルク  $T_o$  が実線  $\gamma_4$  で示すような大きなトルク段差を持って時系列変化し、大きな変速ショックを生じさせるという問題が懸念される。

### 【0013】

かといって、図8のスロットル開度（ $TV_0$ ）増大瞬時  $t_2'$  以後も変速制御用入力トルク値  $T_{is}$  の保持を破線  $\alpha_2$  で示すように継続し、これを基に変速油圧  $P_s$

を破線 $\beta$ 2で示すように定めたのでは、変速油圧Psの不足から変速機出力トルクToが破線 $\gamma$ 2で示すように時系列変化し、変速の間延び感を生じさせるという別の問題を生ずる。

#### 【0014】

本発明は、上記変速油圧の過大に関する問題が、変速中におけるスロットル開度変化による入力トルクの実際の変化分を越えて変速制御用入力トルク値を加減し、これに基づき変速油圧を補正している事実に起因するとの観点から、スロットル開度変化による入力トルクの実際の変化分に変速油圧の補正量がマッチし得るようにして、変速中にスロットル開度変化があった場合における変速油圧の過不足に関する上記の問題を解消可能にした変速油圧制御装置を提案することを目的とする。

#### 【0015】

##### 【課題を解決するための手段】

この目的のため、本発明による自動変速機の変速油圧制御装置は、請求項1に記載のごとくに構成する。

変速油圧は、変速用摩擦要素の締結により変速を進行させるが、この変速中においては変速油圧を、変速開始時の変速機入力トルクに応じた好適値に保持する構成となす。

そして、上記変速中にエンジン負荷の変化があるとき、該変化後のエンジン負荷に応じた好適な変速油圧値と、上記変速開始時のエンジン負荷に応じた好適な変速油圧値との間における差分だけ、変速開始時の変速機入力トルクに応じた好適な変速油圧値を補正して求めた変速油圧を変速用摩擦要素の締結に用いるよう構成する。

#### 【0016】

##### 【発明の効果】

かかる構成によれば、変速油圧を変速中、変速開始時の変速機入力トルクに応じた好適値に保持することから、変速中にエンジンスロットル開度が変化しない場合における変速ショックを、前記した従来通りに緩和することができる。

一方で変速中にエンジン負荷が変化した場合は、この時のエンジン負荷に応じ

た好適な变速油圧値と、上記变速開始時のエンジン負荷に応じた好適な变速油圧値との間における差分だけ、变速開始時の变速機入力トルクに応じた好適な变速油圧値を補正して变速油圧を求める、これを变速用摩擦要素の締結に用いるため、

变速油圧の補正量が、变速中におけるエンジン負荷の変化に起因した变速機入力トルクの実際の变化分に正確に対応することとなり、かかるエンジン負荷の変化に起因した变速機入力トルクの実際の变化分を越えて变速油圧が補正されることがない。

従って本発明によれば、变速中にエンジン負荷の変化があっても、变速油圧を当該変化にマッチするよう補正し得て、狙い通りに变速ショックの緩和を実現することができる。

### 【0017】

#### 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施の形態になる变速油圧制御装置を具えた自動变速機1を含む、車両のパワートレーンを、自動变速機1の制御系と共に示す。

パワートレーンは、自動变速機1の入力軸側にエンジン2を具え、これら自動变速機1およびエンジン2間をトルクコンバータ3により駆動結合して構成する。

エンジン2は、スロットルバルブ4により出力を加減され、これからのエンジン回転をトルクコンバータ3により自動变速機1に入力するのもとする。

自動变速機1は、入力されるエンジン回転を選択变速段に応じた回転数およびトルクに変換して出力軸5より図示せざる駆動車輪に向かわせることで車両の走向を可能ならしめる。

### 【0018】

自動变速機1は、变速制御用のコントロールバルブボディー6を具え、このコントロールバルブボディー6内に、図面では便宜上これから取り出して示したが、シフトソレノイド7、8を挿置すると共に油圧源9を内蔵させる。

油圧源9は、エンジン駆動されるオイルポンプ10からの作動油を媒体として变速油圧Ps（通常はライン圧と称される）を作り出し、これをシフトソレノイド

7, 8に向かわせて自動変速機1の後述する変速制御に供すると共にトルクコンバータ2に向かわせてその作動に供するものとする。

### 【0019】

油圧源9は、オリフィス11、ライン圧ソレノイド12、プレッシャモディファイヤバルブ13、およびプレッシャレギュレータバルブ14により構成する。

ライン圧ソレノイド12は後述するごとくにデューティ制御され、オリフィス11を経て供給されるオイルポンプ10からの吐出圧を基に、希望する変速油圧Psに対応したパイロット圧を作り出し、これをプレッシャモディファイヤバルブ13に印加する。

プレッシャモディファイヤバルブ13は、上記のパイロット圧を増幅してプレッシャレギュレータバルブ14に供給し、プレッシャレギュレータバルブ14は、オイルポンプ10からの吐出圧をプレッシャモディファイヤバルブ13からのパイロット圧に比例した変速油圧Psに調圧して、トルクコンバータ3およびシフトソレノイド7, 8に供給する。

### 【0020】

自動変速機1は、シフトソレノイド7, 8のON, OFFの組み合わせにより、対応する変速用摩擦要素（図示せず）に変速油圧Psを供給して歯車変速機構の伝動経路（選択変速段）を決定するが、これらシフトソレノイド7, 8のON, OFFおよびライン圧ソレノイド12のデューティー制御を変速機コントローラ21により実行する。

これがため変速機コントローラ21には、エンジン負荷を表すスロットルバルブ4の開度（スロットル開度）TV0を検出するスロットル開度センサ22からの信号と、エンジン吸気量Qを検出する吸気量センサ23からの信号と、エンジン回転数Neを検出するエンジン回転センサ24からの信号と、変速機出力回転数No（車速VSP）を検出する車速センサ25からの信号と、トルクコンバータ3の出力回転数であるタービン回転数Ntを検出するタービン回転センサ26からの信号とを入力する。

### 【0021】

変速機コントローラ21は、これら入力情報をもとに図2の制御プログラムを

実行して、図3のごとくに変速制御および変速油圧制御を行う。

図2においては、先ずステップS1で車速VSPおよびスロットル開度TV0を読み込む。

次のステップS2においては、これら車速VSPおよびスロットル開度TV0から、予定の変速パターンをもとに、現在の運転状態に好適な変速段を決定する。

そしてステップS3で、上記の好適変速段と現在の選択変速段とを比較し、両者が異なるか否かにより変速が必要か否かをチェックする。

### 【0022】

現在の選択変速段が好適変速段に一致してい変速不要なら、制御をステップS1に戻して上記の変速要否判断ループを繰り返し、現在の選択変速段が好適変速段に一致していなくて好適変速段への変速が必要なら、制御をステップS4以後に進めて以下の変速制御および変速油圧制御を行う。

ステップS4では、図3の瞬時t1におけるように変速指令を出力すると共にタイマTMsを起動させて図3に示すように変速指令瞬時t1からの経過時間を計測する。

変速指令は、上記の好適変速段を選択するのに必要なシフトソレノイド7, 8のON, OFFを決定して対応する信号をそれぞれのシフトソレノイド7, 8へ出力するもので、これにより自動変速機1を現在の選択変速段から好適変速段へと変速させることができる。

### 【0023】

この変速を司る変速用摩擦要素への図1に示す変速油圧Psを制御するため、次のステップS5では、変速機入力トルクTiおよび実効ギヤ比iを演算すると共に、スロットル開度TV0を読み込む。

変速機入力トルクTiの演算に当たっては、エンジン回転数Neおよびエンジン吸気量QからエンジントルクTeを求め、トルクコンバータ3の速度比  $e = Nt/Ne$ から求め得るトルクコンバータのトルク比t（図7参照）をエンジントルクTeに乗じて変速機入力トルクTiを算出する。

実効ギヤ比iは、変速機入力回転数であるタービン回転数Ntを変速機出力回転数Noで除算することにより求める。

## 【0024】

ステップS6においては、変速機入力トルクTiから図4 (a) に例示する予定のマップをもとに入力トルク対応変速油圧Psiを求め、これを変速油圧Psとして図1のライン圧ソレノイド12に指令することにより、前記変速の進行を司る変速用摩擦要素への変速油圧Psを変速機入力トルクTiに対応したものとなす。

ここで図4 (a) に例示する入力トルク対応変速油圧Psiのマップは、自動変速機の設計段階で異なる変速ショック対策上の好適値として実験などにより、変速機入力トルクTiをパラメータとして予め求めておくものとする。

## 【0025】

ステップS7では、前記のタイマTMsが図3に例示するような変速開始判定時間TM0以上を示しているか否かにより、若しくは、実効ギヤ比iが図3に示すように変速開始判定ギヤ比i\_s以下（ダウンシフトの場合は以上）か否かにより、変速が開始（イナーシャフェーズが開始）する図3の瞬時t2に至ったか否かをチェックする。

変速が開始される瞬時t2までの間は、ステップS5およびステップS6を繰り返して、変速油圧Psを変速機入力トルクTiに対応したものとなし、変速を良好に進行させる。

## 【0026】

ステップS7で変速開始（イナーシャフェーズ開始）瞬時t2に至ったと判定するときは、ステップS8において、この瞬時t2におけるスロットル開度TV0（エンジン負荷）をスロットル開度保持値TV01にセットすると共に、瞬時t2における変速機入力トルクTiを入力トルク保持値Ti1にセットする。

ステップS9においては、変速開始時t2の入力トルク保持値Ti1から図4 (a) のマップをもとに入力トルク対応変速油圧Psiを求め、

ステップS10においては、変速開始時t2のスロットル開度保持値TV01から図4 (b) に例示したマップをもとに入力トルク対応変速油圧Pstを求め、これを変速開始時スロットル開度対応保持圧Pst1にセットする。

## 【0027】

ここで図4 (b) に示すスロットル開度対応変速油圧Pstのマップは、自動変

速機の設計段階で異なる变速ショック対策上の好適値として実験などにより、スロットル開度TV0をパラメータとして求めめておくものとする。

しかし、スロットル開度TV0の変化量に対する变速機入力トルクTiの変化量の関係は、スロットル開度TV0の領域ごとに異なり、従って、図4 (b) に示すスロットル開度対応变速油圧Pstのマップと、図4 (a) に示す入力トルク対応变速油圧Psiとの間に相関関係は存在しない。

#### 【0028】

ステップS11においては、後述のごとく变速中にスロットル開度TV0の大きな変化があった時1にセットされるフラグFLAGが0か否かをチェックする。

フラグFLAGが0なら、つまり、变速中にスロットル開度TV0の大きな変化がなければ、ステップS12において現在のスロットル開度TV0を読み込み、ステップS13で、このスロットル開度TV0と变速開始時t2におけるスロットル開度保持値TV01との絶対差値|TV01-TV0|が、図3に例示する設定値△TV00以上か否かをチェックし、变速中にスロットル開度TV0の大きな変化があったか否かを判定する。

ここで設定値△TV00は、变速ショックの悪化が体感されるようになり始める变速中のスロットル開度変化量に対応させる。

#### 【0029】

図3の瞬時t2'におけるごとく、变速中にスロットル開度TV0の大きな変化があった場合、ステップS14でこの時におけるスロットル開度TV0（エンジン負荷）をスロットル開度保持値TV02にセットし、ステップS15で前記のフラグFLAGを1にセットして、变速中にスロットル開度TV0の大きな変化があったことを記憶しておく。

しかし、ステップS13で变速中のスロットル開度TV0の大きな変化がないと判定する間は、ステップS16において前記のスロットル開度保持値TV01をスロットル開度保持値TV02にセットする。

ステップS17においては、ステップS14またはステップS16で定めたスロットル開度保持値TV02から図4 (b) のマップをもとにスロットル開度対応变速油圧Pstを求め、これをスロットル操作時スロットル開度対応保持圧Pst2にセ

ットした後、制御をステップS18に進める。

### 【0030】

なおステップS15が一旦実行されると、ステップS11が制御をステップS18に進めるから、ステップS12～ステップS17は実行されなくなる。

### 【0031】

ステップS18においては、ステップS17で求めた図4（b）に例示するスロットル開度変化時スロットル開度対応保持圧Pst2から、ステップS10で求めた図4（b）に例示する変速開始時スロットル開度対応保持圧Pst1を差し引いて得られる差値を、ステップS9で求めた変速開始時入力トルク対応保持圧Psiに加算して変速油圧Psを求め、この変速油圧Psを図1のライン圧ソレノイド12に指令する。

これにより、変速の進行を司る変速用摩擦要素への変速油圧Psは、図3の瞬時 $t_2'$ に示すように大きなスロットル開度TV0の変化があるとき、図3に $\beta_5$ により示すとく、 $\beta_2$ （図8に同符号で示すものに対応する）で示す変速開始時入力トルク対応保持圧Psiをスロットル開度変化分 $\Delta TV0$ による入力トルク変化量に対応した変速油圧分（Pst2-Pst1）だけ補正したものとなる。

### 【0032】

従来の変速油圧Psは、図3のように $\alpha_3$ （図8に同符号で示すものに対応する）で示す入力トルクTiに応じて $\beta_4$ （図8に同符号でしめすものに対応する）のごとく高くされ、出力トルクToの波形を $\gamma_4$ （図8に同符号でしめすものに対応する）で示すようなものにして大きな変速ショックを生じさせていたが、

本実施の形態によれば変速油圧Psの補正量（Pst2-Pst1）が、変速中におけるスロットル開度（エンジン負荷）変化量 $\Delta TV0$ に起因した変速機入力トルクの実際の変化分に正確に対応することから、出力トルクToの波形を図3に $\gamma_5$ で示すとおりのものになし得て、狙い通りに変速ショックの緩和を実現することができる。

### 【0033】

ステップS19では、変速指令時 $t_1$ からの経過時間を計測する前記のタイマTMsが図3に例示するような変速終了判定時間TMe以上を示しているか否かにより

、若しくは、実効ギヤ比  $i$  が図 3 に示すように変速終了判定ギヤ比  $i_e$  以下（ダウントシフトの場合は以上）か否かにより、変速が終了（イナーシャフェーズが終了）する図 3 の瞬時  $t_3$  に至ったか否かをチェックする。

変速終了瞬時  $t_3$  までの間は、ステップ S 11～ステップ S 18 を繰り返して、上記した変速油圧  $P_s$  の制御を継続することにより前記の作用効果を達成し、変速終了瞬時  $t_3$  に至った時、ステップ S 20 において前記の保持値  $TV01, Ti1, TV02$  の保持を終了し、ステップ S 21 において前記のフラグ  $FLAG$  およびタイマ  $TM_s$  を 0 にリセットし、次回の変速に備える。

#### 【0034】

なお本実施の形態においては、変速油圧  $P_s$  の前記した補正を、スロットル開度  $TV0$  の設定量  $\Delta TV0_0$  以上の変化がある時にのみ行うよう構成したから、変速ショックの悪化が体感上問題とならないような僅かなスロットル操作に応答して、変速油圧  $P_s$  の前記した補正が無駄に繰り返される懸を避けることができる。

#### 【0035】

また上記実施の形態においては、変速油圧  $P_s$  として一般的にライン圧と称せられる自動変速機の元圧を制御することとしたが、各変速用摩擦要素の作動油圧を個々に制御可能な直動弁式の自動変速機である場合、これら直動弁を個々に制御して前記の作用効果が得られるようにすることも可能であることを勿論である。

#### 【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施の形態になる変速油圧制御装置を備えた自動変速機を、その制御系と共に示すシステム構成図である。

【図 2】 図 1 における変速機コントローラが実行する制御プログラムを示すフローチャートである。

【図 3】 同制御プログラムによる変速油圧制御装置の動作タイムチャートである。

【図 4】 変速ショック対策上好適な変速油圧の変化特性を例示し、

(a) は、変速機入力トルクに対する変速油圧の変化特性図、

(b) は、スロットル開度に対する変速油圧の変化特性図である。

【図 5】 変速中にアクセル操作が行われなかった場合における、従来の変速油

圧制御装置の動作タイムチャートである。

【図6】 エンジン回転数に対するエンジントルクの変化特性を例示する線図である。

【図7】 トルクコンバータの速度比に対するトルク比の変化特性を例示する線図である。

【図8】 変速中にアクセル操作が行われた場合における、従来の変速油圧制御装置の動作タイムチャートである。

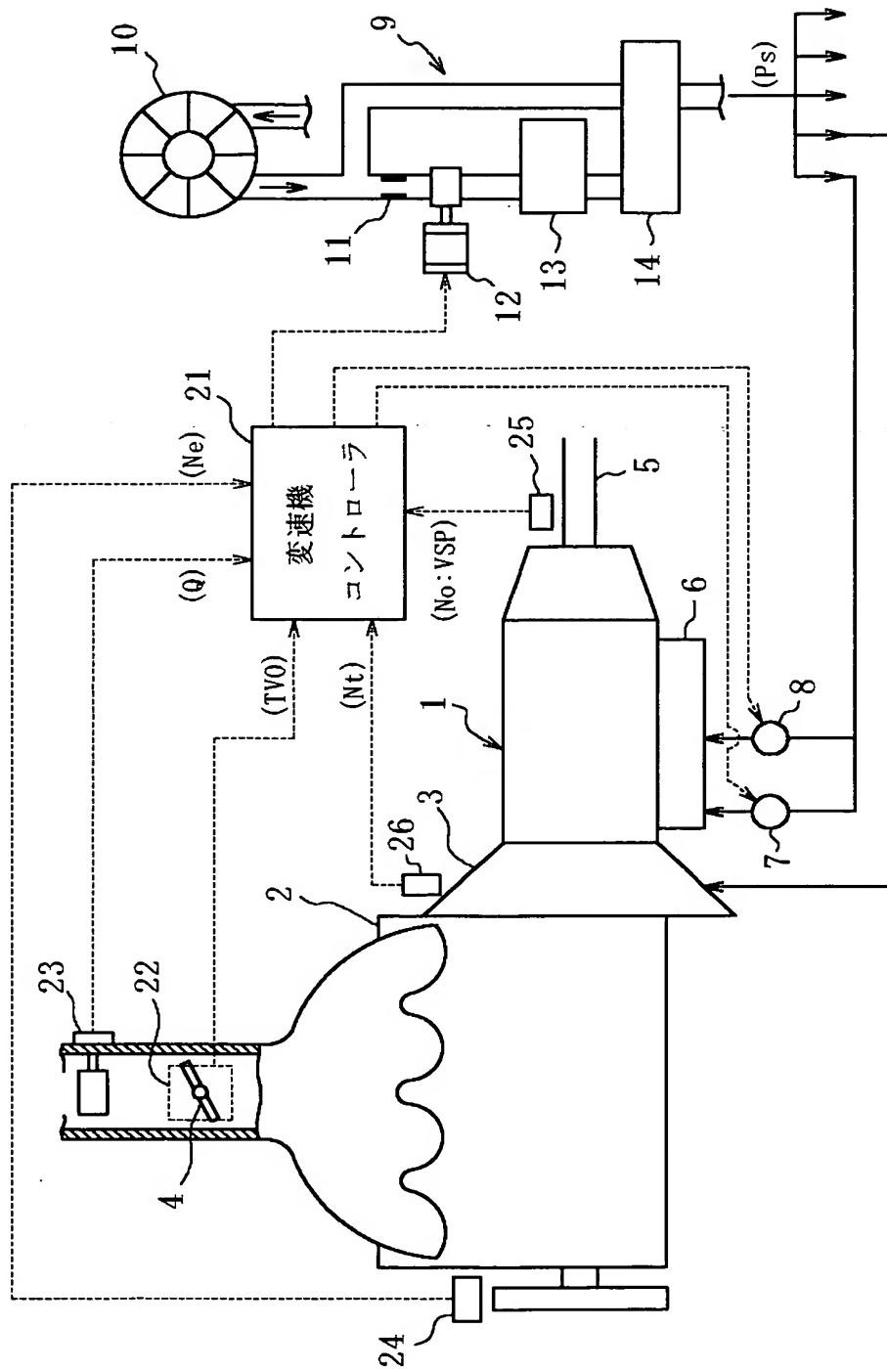
【符号の説明】

- 1 自動変速機
- 2 エンジン
- 3 トルクコンバータ
- 4 スロットルバルブ
- 5 変速機出力軸
- 6 コントロールバルブボディー
- 7 シフトソレノイド
- 8 シフトソレノイド
- 9 油圧源
- 10 オイルポンプ
- 11 オリフィス
- 12 ライン圧ソレノイド
- 13 プレッシャモディファイヤバルブ
- 14 プレッシャレギュレータバルブ
- 21 変速機コントローラ
- 22 スロットル開度センサ
- 23 吸気量センサ
- 24 エンジン回転センサ
- 25 車速センサ
- 26 タービン回転センサ

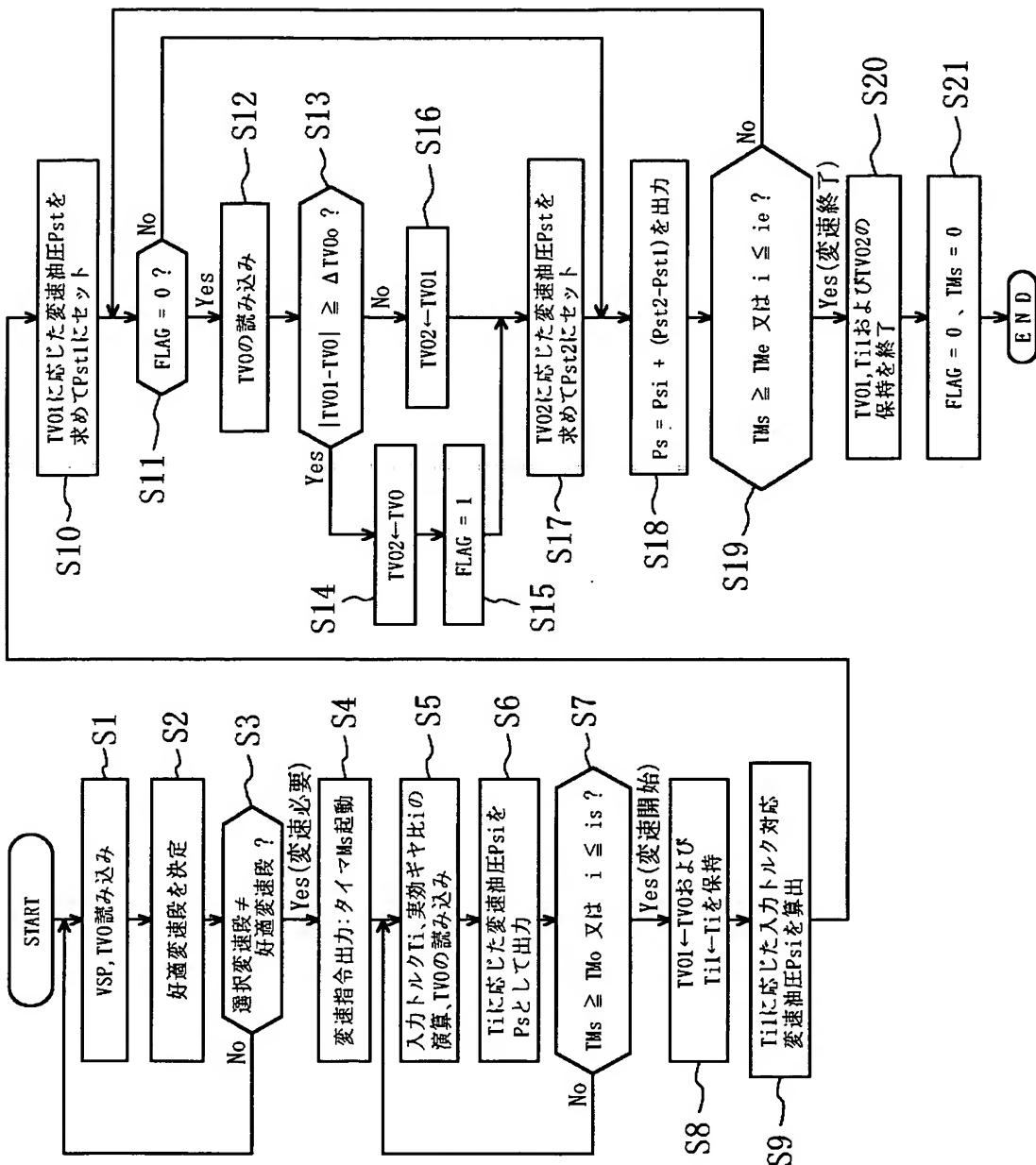
【書類名】

図面

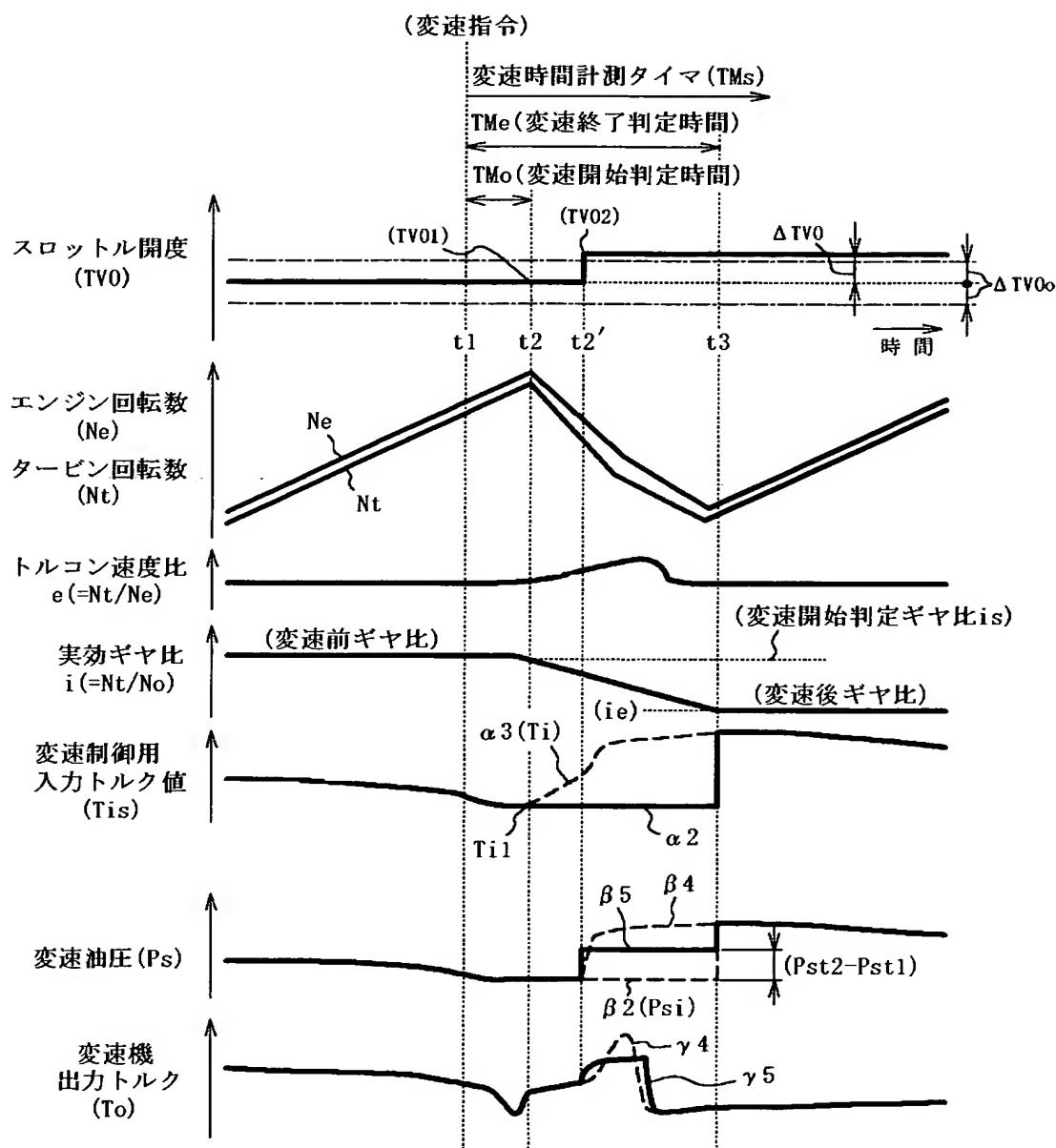
【図1】



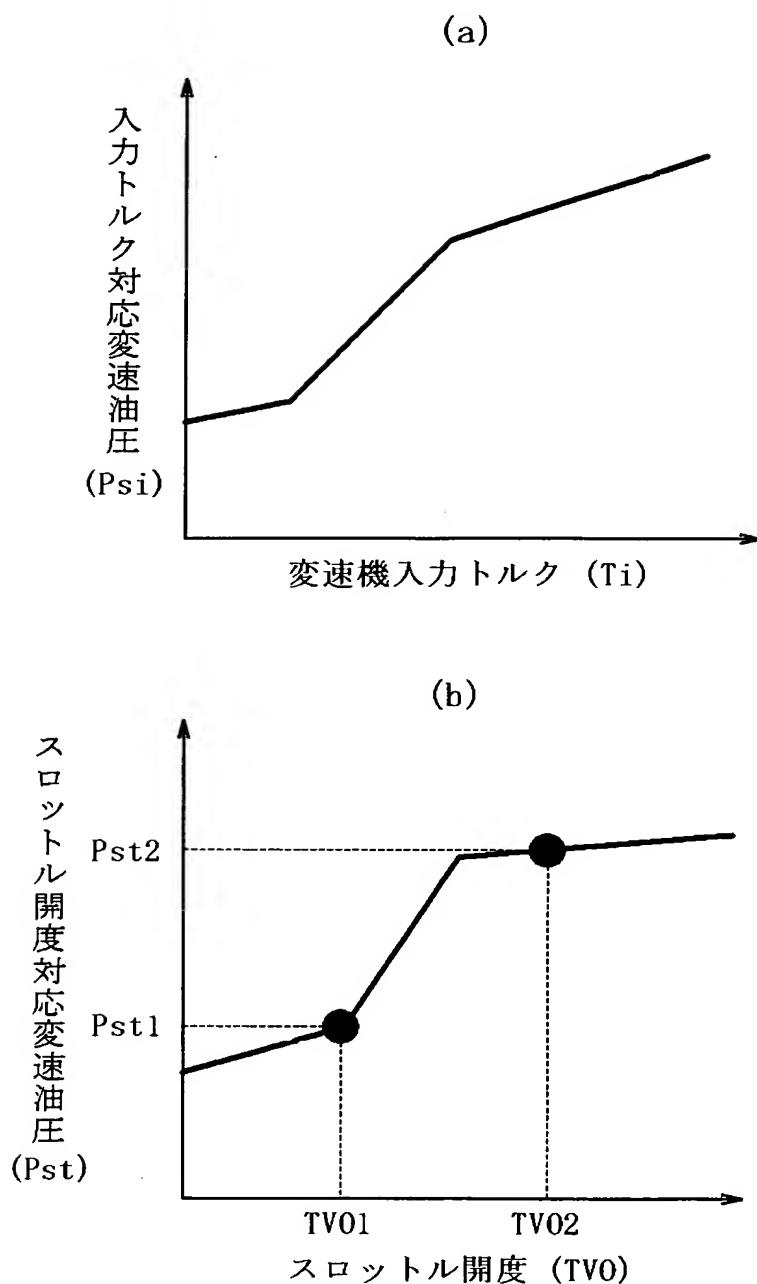
【図2】



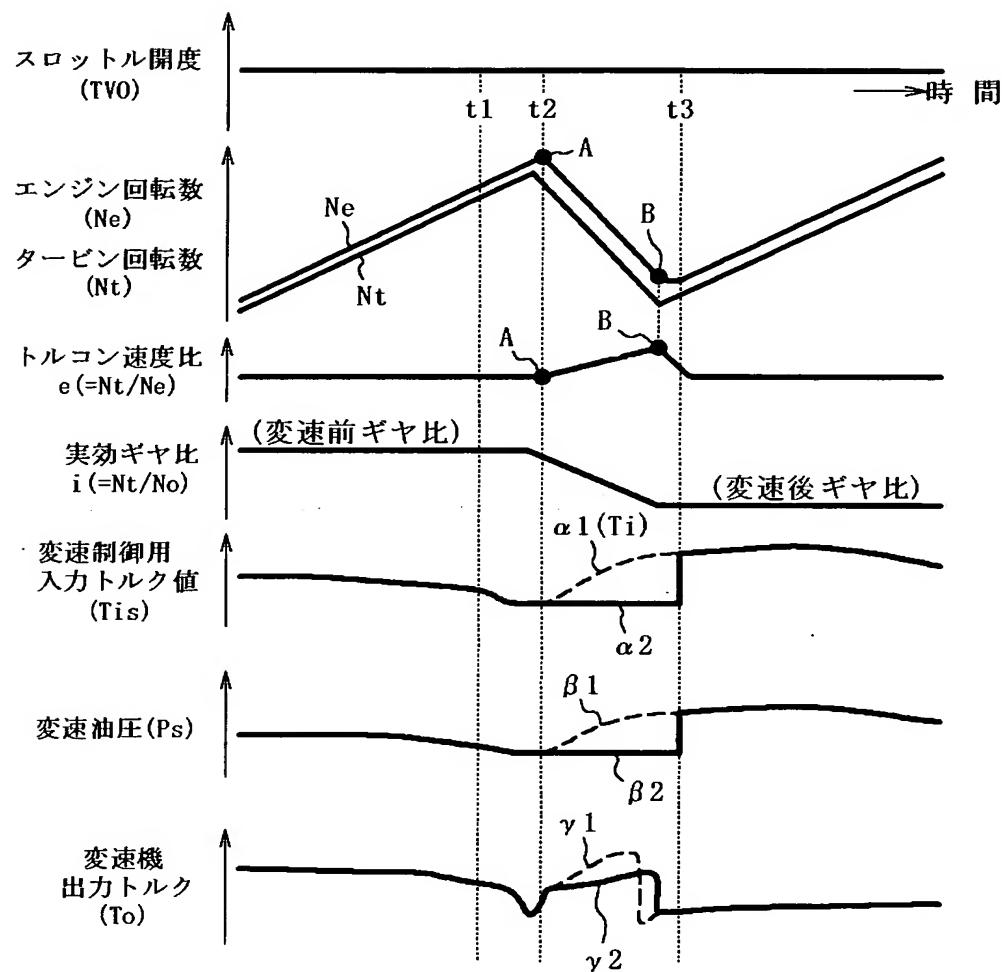
【図3】



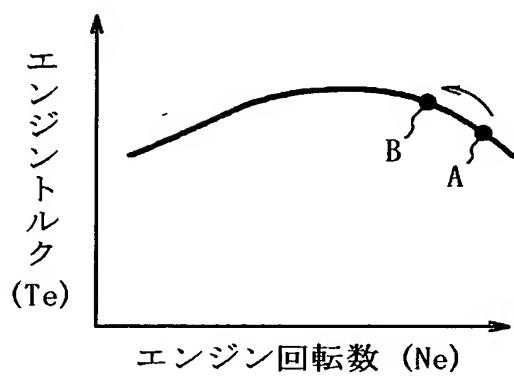
【図4】



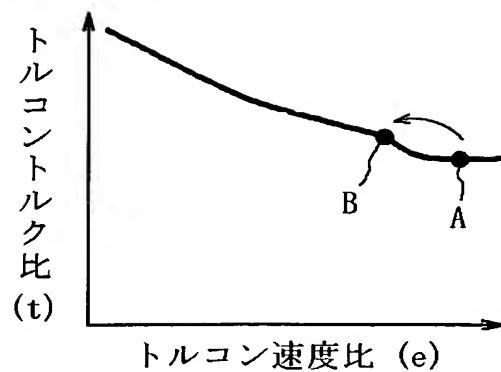
【図5】



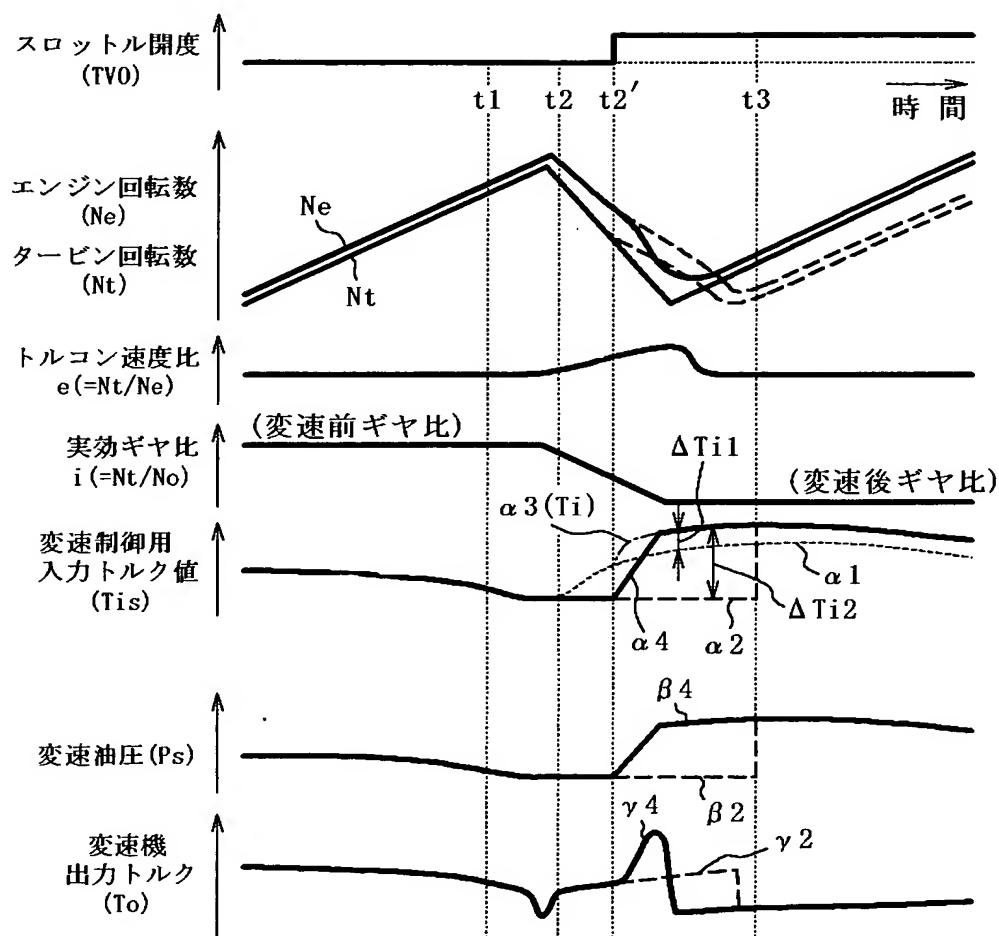
【図6】



【図7】



【図8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 変速油圧を変速開始時の入力トルクに応じた値に保持する制御中にアクセル操作があった時、変速油圧を過不足のない適切な値に補正する。

【解決手段】 変速指令瞬時 $t_1$ に続く $t_2$ に変速が開始されると、変速油圧 $P_s$ は、この時の入力トルク $T_{i1}$ をもとに変速ショック対策上の好適値 $P_{si}$ に保持される。変速開始時 $t_2$ から変速終了時 $t_3$ までの変速中の $t_2'$ にスロットル開度 $TV_0$ が増大する場合、増大前のスロットル開度 $TV_{01}$ に応じた変速ショック対策上の好適値 $P_{st1}$ と、増大後のスロットル開度 $TV_{02}$ に応じた変速ショック対策上の好適値 $P_{st2}$ との差分 ( $P_{st2}-P_{st1}$ ) だけ、変速開始時入力トルク $T_{i1}$ に対応した変速油圧保持圧 $P_{si}$ を補正して得られる変速油圧 $P_{si} + (P_{st2}-P_{st1})$ を、スロットル開度変化瞬時 $t_2'$ 以後の変速油圧 $P_s$ として摩擦要素の締結に用いる。差分 ( $P_{st2}-P_{st1}$ ) が瞬時 $t_2'$ のスロットル開度増大量 $\Delta TV_0$ による入力トルク変化量に対応するから、 $t_2'$ 以後も変速油圧 $P_s$ が好適値を維持する。

【選択図】 図 3

特願2003-035898

出願人履歴情報

識別番号 [000231350]

1. 変更年月日 1999年10月18日

[変更理由] 名称変更

住所変更

静岡県富士市吉原宝町1番1号

ジャトコ・トランステクノロジー株式会社

2. 変更年月日 2002年 4月 1日

[変更理由] 名称変更

住所変更

静岡県富士市今泉700番地の1

ジャトコ株式会社